

Desain Compact Heat Exchanger Tipe Plate Fin sebagai Pendingin Motor pada Boiler Feed Pump

Nur Sapti Marsheliyana dan Djatmiko Ichsan

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)

Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia

e-mail: djatmiko@me.its.ac.id

Abstrak—Listrik meringankan pekerjaan manusia. Dalam mengalirkan listrik pembangkit listrik tenaga uap menggunakan motor listrik sebagai *starting* awal. Untuk menjaga motor listrik tetap bekerja maksimal diperlukan proses pendinginan. Selama ini motor listrik hanya didinginkan menggunakan fan, namun masalah lain muncul ketika udara luar lembab atau saat udara mengandung debu/partikulat. Hal ini menyebabkan dinding motor listrik ditempel oleh debu/partikulat yang akan menyebabkan panas tidak bisa keluar dari motor, sehingga terjadi *overheating* dan motor mudah mengalami kerusakan. Tujuan dari penelitian ini adalah merancang sebuah alat pendingin motor dengan menggunakan alat penukar panas *compact tipe plate fin*. Pada penelitian ini data operasi diperoleh dari pembangkit listrik tenaga uap dan perancangan desain alat penukar panas berdasarkan spesifikasi yang ada pada buku Kays and London. Setelah dihitung akan dibandingkan nilai UA_{LMTD} dengan UA_{desain} . Variasi pada penelitian ini adalah beban yang harus didinginkan oleh *heat exchanger* fungsi temperatur masuk dan keluar dari *heat exchanger*. Hasil dari penelitian diperoleh dimensi *plate fin heat exchanger* yang memiliki spesifikasi sesuai desain permukaan 5.3 dari buku Kays and London dengan panjang 1,556 m, lebar 0,897 m, dan tinggi 1,299 m. Sedangkan nilai UA_{LMTD} sebesar 17,364 kW/K dan UA_{desain} sebesar 17,599 kW/K. Kesimpulannya pada analisa performa terhadap variasi beban yang harus didinginkan yaitu semakin tinggi beban yang didinginkan semakin tinggi pula nilai *effectiveness*. Hal ini terlihat pada beban 105 % dengan efektivitas 0,8845.

Kata Kunci—desain, plate fin, ΔT_{LMTD} , performa heat exchanger

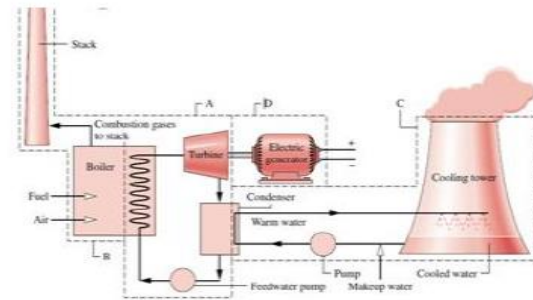
I. PENDAHULUAN

KEBUTUHAN listrik terus meningkat dari tahun ke tahun. Oleh karena itu dibutuhkan pembangkit tenaga yang memadai. Berbagai jenis pembangkit tenaga dikembangkan di Indonesia. Salah satunya pembangkit listrik tenaga uap.

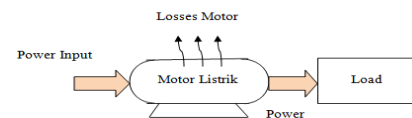
Gambar 1. merupakan siklus sederhana dari pembangkit listrik tenaga uap yang terdiri pesawat penting seperti: boiler, turbin, condenser, boiler feed pump, dan lain-lain.

Siklus sistem pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) bermula dari air yang dipompa lalu masuk ke dalam boiler. Di dalam boiler terjadi pembakaran lalu air menjadi uap. Kemudian uap panas digunakan untuk menggerakkan turbin serta generator yang menghasilkan listrik. Jenis motor yang digunakan adalah BFP (*Boiler Feed Pump*) untuk mengalirkan fluida, dimana pompa ini digerakkan oleh sebuah motor listrik. Dalam pengoperasiannya motor bekerja terus-menerus.

Motor yang dioperasikan tiap hari membutuhkan pemeliharaan (*maintenance*). Caranya dengan melakukan pendinginan. Selama ini pendinginan adalah dengan mengalirkan udara bebas yang ada di sekeliling ruangan ke dalam dinding motor listrik melalui *winding* yang dipasang di bagian kanan dan kiri dari motor listrik.



Gambar 1. Instalasi Pembangkit Listrik Tenaga Uap (Moran, 2005)



Gambar 2. Skema pola pikir

Namun ada keterbatasan pada proses pendinginan ini yaitu pada saat udara bebas yang dialirkan mengandung debu/kotoran. Debu/kotoran akan menempel pada dinding motor dan akan mengakibatkan *overheating* karena panas dari motor listrik tidak bisa terbangun dengan baik. Keterbatasan lain saat udara lembab, udara bebas akan mengandung uap air. Dan akan mengakibatkan motor listrik cepat rusak.

Pada penelitian ini akan dirancang sebuah *heat exchanger* dengan menggunakan tipe *plate fin heat exchanger*, dimana fluida yang mengalir pada sisi *plate* adalah udara dan fluida yang mengalir pada sisi *fin* adalah udara (*air to air*).

Besarnya *losses* motor dapat dihitung dengan perumusan power input dikurangi power output, dimana *losses* motor merupakan beban yang harus didinginkan oleh *heat exchanger* yang akan dirancang. Untuk satu motor akan dirancang dua buah *heat exchanger*.

Dari perhitungan *losses* didapatkan persamaan-persamaan sebagai berikut:

$$\text{Power Input} = V \times I \times \cos \phi \sqrt{3} \quad (1)$$

$$Q = P - W_{\text{out motor}} \quad (2)$$

dimana:

V = Voltase (kV)

I = Arus listrik (Ampere)

Q = beban yang harus didinginkan oleh *heat exchanger* (kW)

P = daya motor (kW)

Persamaan untuk mendapatkan dimensi *heat exchanger* yang sesuai dengan spesifikasi yang ada adalah sebagai berikut:

$$Q_{\text{motor}} = \dot{m}_{\text{udara}} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (3)$$

dimana:

Q_{motor} = laju perpindahan panas (kW)

\dot{m}_{udara} = laju alir massa fluida (kg/s)

Persamaan untuk menghitung temperatur udara yang keluar dari *heat exchanger*:

$$T_{c,o} = \frac{\dot{m}_h \cdot c_{ph} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o})}{\dot{m}_c \cdot c_{pc}} + T_{c,i} \quad (4)$$

dimana:

\dot{m}_h = laju alir massa fluida panas (kg/s)

\dot{m}_c = laju alir massa fluida dingin (kg/s)

$C_{p,h}$ = panas spesifik fluida panas (kJ/kg K)

$C_{p,c}$ = panas spesifik fluida dingin (kJ/kg K)

$T_{h,i}$ = temperature masuk dari fluida panas (K)

$T_{h,o}$ = temperature keluar dari fluida panas (K)

$T_{c,i}$ = temperature masuk dari fluida dingin (K)

$T_{c,o}$ = temperature keluar dari fluida dingin (K)

Persamaan untuk mendapatkan nilai UA berdasarkan nilai ΔT_{LMTD} adalah sebagai berikut:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o})(T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}} \right)} \quad (5)$$

Nilai F dapat dicari dengan menggunakan grafik (Lihat Gambar 3)

Nilai UA digunakan untuk memperhitungkan efektivitas dari alat penukar panas.

$$UA = \frac{q}{F \cdot \Delta T_{LMTD}} \quad (6)$$

dimana:

q = laju perpindahan panas, (kW)

U = overall heat transfer coefficient, (kJ/s.m².K)

A = luas bidang perpindahan panas (m²)

F = faktor koreksi

Perancangan dimensi ini disesuaikan dengan nilai UA_{LMTD} , dan dari data spesifikasi desain permukaan *plate fin heat exchanger* yang ada di buku Kays and London, adalah sebagai berikut:

$$V_{HE} = p \cdot l \cdot t \quad (7)$$

dimana:

V_{HE} = volume *heat exchanger*, (m³)

p = panjang, (m)

l = lebar, (m)

t = tinggi, (m)

Persamaan untuk menghitung nilai luasan *frontal* dari satu sisi *heat exchanger* adalah sebagai berikut:

$$A_{fr} = p \cdot l \quad (8)$$

dimana:

A_{fr} = luas *frontal* dari penukar panas, (m²)

Persamaan untuk mengitung nilai rasio perpindahan panas dari alat penukar panas adalah sebagai berikut:

$$\alpha = \frac{A}{V_{total} \cdot b \cdot \beta} \quad (9)$$

$$= \frac{1}{b_1 + b_2 + 2a} \quad (10)$$

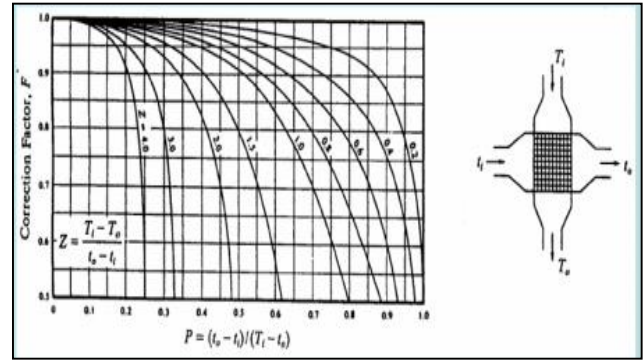
dimana:

α = rasio perpindahan daerah dari satu sisi untuk total volume dari alat penukar panas (hanya diberikan untuk *crossed-rod matrices*, *tubular* and *finned and type surface*, m²/m³)

$b_1 = b_2$ = jarak *plate* (m)

β = perbandingan antara luas perpindahan panas total terhadap volume antar plat (m²/m³)

a = tebal *plate* (m)



Gambar 3. Faktor koreksi untuk *cross flow heat exchanger* dengan kedua fluida tidak bercampur (incropera, 2007)

Persamaan untuk menghitung nilai luas area bebas dari sebuah alat penukar panas adalah sebagai berikut:

$$A_{ff} = \sigma \cdot A_{fr,h} \quad \text{dimana, } \sigma = \alpha \cdot r_h \quad (12)$$

dimana:

A_{ff} = luas area bebas, (m²)

δ = ketebalan *fin*, (m)

$$r_h = \text{jari-jari hidraulik} \rightarrow r_h = \frac{A_c \cdot L}{A} \quad (13)$$

L = panjang aliran di satu sisi (m)

Persamaan untuk menghitung nilai kecepatan maksimum fluida dalam sebuah *heat exchanger*, adalah:

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{ff}} \quad (14)$$

dimana:

G = kecepatan maksimum, (kg/m².s)

Nilai reynolds digunakan untuk mengetahui jenis aliran yang ada dalam alat penukar panas. Adapun persamaannya adalah sebagai berikut:

$$Re = \frac{4 \cdot r_h}{\mu} \cdot G \quad (15)$$

dimana:

Re = bilangan *reynolds*

D_h = diameter hidrolis, (m)

μ = viskositas absolut udara, (N s/m²)

Persamaan untuk menghitung bilangan Prandalt adalah sebagai berikut:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad (16)$$

dimana:

Pr = bilangan *prandalt*

k = konduktivitas termal fluida, (W/m K)

Persamaan untuk menghitung bilangan *nusselt* adalah sebagai berikut:

$$Nu_h = 0,023 Re_h^{4/5} Pr^{0,3} \quad (17)$$

$$Nu_c = 0,023 Re_c^{4/5} Pr^{0,4} \quad (18)$$

dimana:

Nu = bilangan *nusselt*

Persamaan untuk menghitung nilai koefisien konveksi adalah sebagai berikut:

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D_h} \quad (19)$$

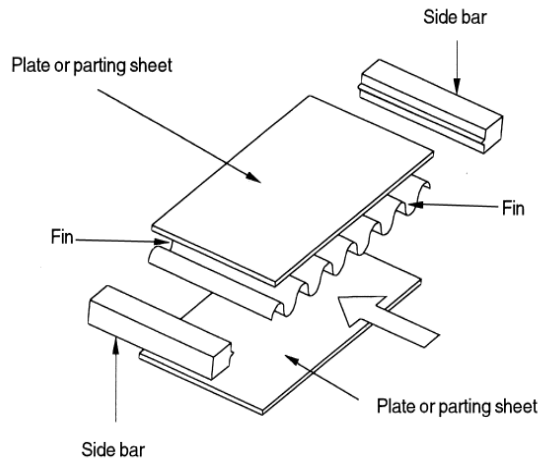
Persamaan untuk menghitung efisiensi dari alat penukar panas adalah sebagai berikut:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{k \cdot \delta}} \quad (20)$$

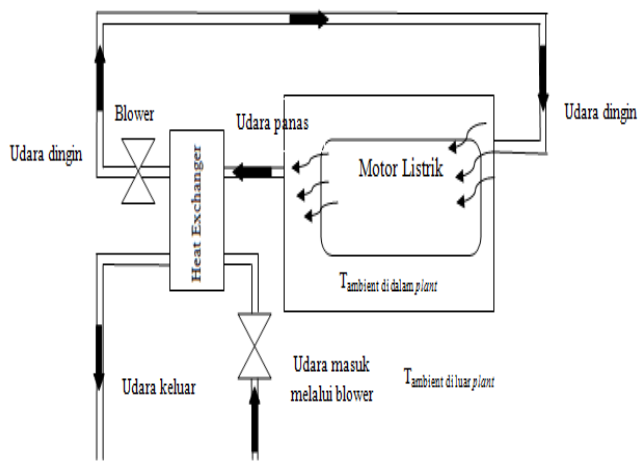
dimana:

m = *fin effectiveness parameter*, (/m)

h = koefisien konveksi, (kW/m².K)



Gambar 4. Basic components of a plate fin heat exchanger (Shah and Webb, 1983)



Gambar 5. Skema proses pendinginan motor listrik

$$l \approx \frac{b}{2} \quad (21)$$

dimana:

l = panjang *fin* efektif (m)

Maka, persamaan untuk menghitung efisiensi *fin* pada alat penukar panas:

$$\eta_f = \frac{\tanh ml}{ml} \quad (22)$$

dimana:

η_f = efisiensi *fin*

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (23)$$

dimana:

η_o = efisiensi overall

$\frac{A_f}{A}$ = diperoleh dari tabel 9.3 buku Kays and London

Sehingga, UA dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o \cdot h \cdot A)_h} + \frac{1}{(\eta_o \cdot h \cdot A)_c} \quad (24)$$

Kapasitas panas (C) merupakan kemampuan dari alat penukar panas untuk menyerap panas. Adapun persamaannya adalah sebagai berikut:

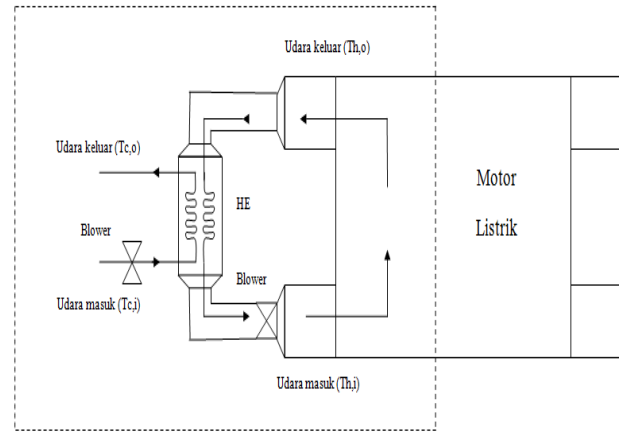
$$C_h = \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \quad (25)$$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \quad (26)$$

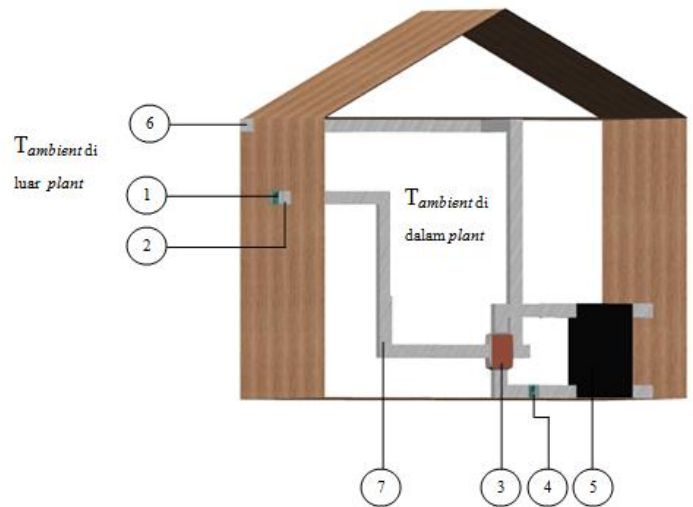
dimana:

C_h = kapasitas panas fluida panas, (kJ/s. K)

C_c = kapasitas panas fluida dingin, (kJ/s. K)



Gambar 6. Skema sistem heat exchanger



Gambar 7. Skema sistem heat exchanger dalam sebuah ruang

Keterangan gambar:

1 : Udara dingin masuk ($T_{c,i}$)

2 : Blower

3 : Heat Exchanger

4 : Blower

5 : Motor listrik

6 : Udara keluar ($T_{c,o}$)

7 : Ducting

Dalam sebuah perancangan alat penukar panas biasanya menggunakan perhitungan NTU (*Number of Transfer Unit*). Persamaannya adalah sebagai berikut:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (27)$$

dimana:

C_{min} = kapasitas panas diantara dua fluida, (kJ/s. K)

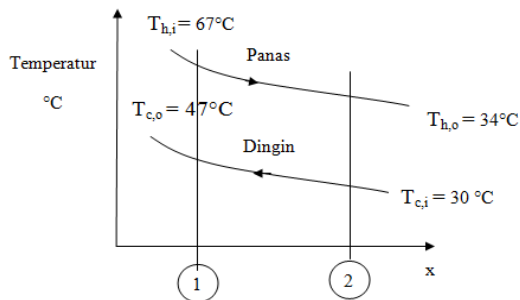
Effectiveness (ϵ) dapat digunakan untuk menentukan unjuk kerja dari sebuah *heat exchanger*. Adapun persamaannya adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \epsilon_{teori} &= 1 \\ &- \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) \cdot (NTU)^{0.22} \cdot \{ \exp[-C_r(NTU)^{0.78}] - 1 \} \right] \end{aligned} \quad (28)$$

Gambar 4 merupakan bagian-bagian dari *plate fin heat exchanger*



Gambar 8. Winding motor



Gambar 9. Distribusi temperature

II. METODE PENELITIAN

Pada penelitian ini dilakukan dalam tiga tahap. Tahap awal dari penelitian ini adalah dilakukan studi literatur mengenai jenis-jenis alat penukar panas yang berasal dari buku, jurnal, maupun penelitian terdahulu.

Tahap yang kedua adalah penentuan data teknis yang berasal dari data operasi motor yang berupa $W_{\text{out motor}} = 5683$ kW, arus listrik = 386 Ampere, voltage = 10 kV dan $\cos \phi = 0,86$. Serta $T_{\text{ambient sekitar plant}} = 34^\circ \text{C}$ dan $T_{\text{ambient di luat plant}} = 30^\circ \text{C}$.

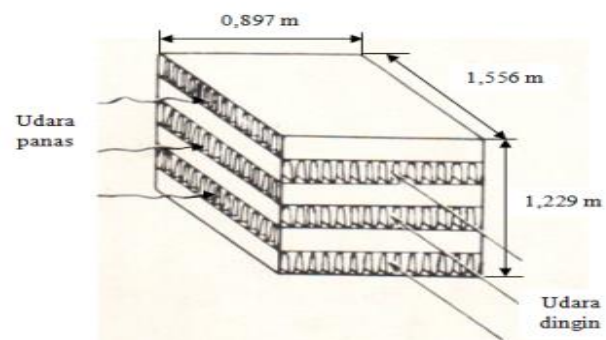
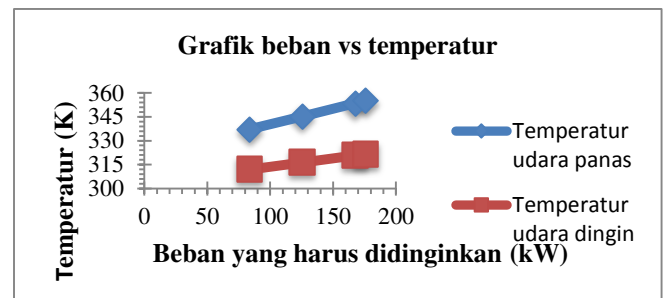
Tahap ketiga merupakan tahap perhitungan matematis. Setelah didapatkan data operasi motor dan data pendukung lain, dilakukan perencanaan dimensi yang sesuai dengan keinginan kemudian dianalisa performa dari *heat exchanger* hasil perancangan dengan hasil teori yang ada. Hasil performa akan divariasikan berdasarkan perubahan beban yang harus didinginkan ($Q = 50\%$, 75% , 100% dan 105%).

Sistem pendinginan motor listrik bermula dari udara yang dialirkan secara konveksi paksa melalui *fan/blower*. Lalu udara panas yang keluar dari motor listrik akan didinginkan dengan udara yang dilewatkan *heat exchanger*, supaya udara tersebut dapat digunakan lagi untuk mendinginkan motor listrik. Pada proses pendinginan motor listrik ini digunakan sistem tertutup.

III. ANALISA DAN PEMBAHASAN

A. Skema sistem *heat exchanger* yang akan dirancang (Lihat Gambar 6):

Mula-mula udara bebas di luar *plant* akan dialirkan secara konveksi melalui *blower* masuk kedalam *heat exchanger*, kemudian udara panas yang keluar dari motor akan didinginkan dengan udara bebas tadi. Proses pendinginan ini dilakukan dengan sistem tertutup. Pemasangan *blower* kedua dekat dengan *winding* dari motor untuk mencegah udara tidak bias masuk ke dalam motor.

Gambar 10. Konstruksi *plate fin heat exchanger* (Kays and London, 1964)

Gambar 11. Grafik beban fungsi temperatur udara

B. Perhitungan laju massa alir udara (\dot{m})

Setelah dilakukan pengukuran kecepatan udara yang masuk ke dalam *winding* dari motor diperoleh kecepatan udara pada masing-masing area sebesar $v_1 = 14$ m/s; $v_2 = 10,5$ m/s; $v_3 = 14,7$ m/s. Kemudian kita akan menghitung nilai dari laju alir massa udara yang melewati masing-masing laluan, sehingga diperoleh nilai laju alir massa udara total. Laju alir massa udara total inilah yang digunakan untuk menghitung temperatur udara yang keluar dari motor. Perhitungan temperatur udara yang masuk dan keluar dari *heat exchanger* (Gambar 9)

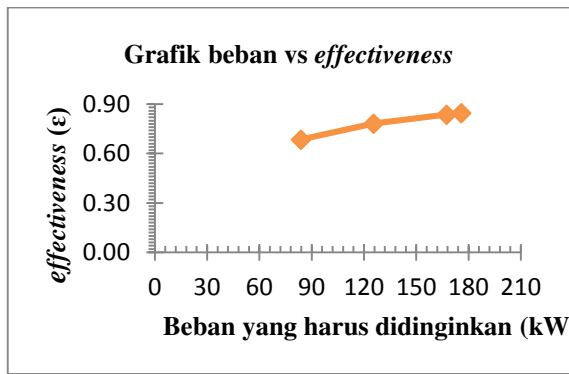
C. Perhitungan dimensi *heat exchanger* yang sesuai dengan data operasi pembangkit listrik tenaga uap dan spesifikasi untuk *plate fin heat exchanger* buku Kays and London (Gambar 10)

Setelah dilakukan perhitungan matematis diperoleh dimensi *heat exchanger* yang sesuai dengan data operasi pembangkit listrik tenaga uap adalah sebagai berikut:

1. Panjang HE : 1,556 m
2. Lebar HE : 0,897 m
3. Tinggi HE : 1,299 m
4. Tebal plat (a) : 0,001 m

Berdasarkan perhitungan temperatur yang masuk dan keluar dari *heat exchanger*, dapat dibuat grafik temperatur fungsi variasi beban yang harus didinginkan ($Q = 50\%$, 75% , 100% dan 105%).

Variasi pembebanan ini akan meningkat seiring dengan meningkatnya temperatur udara panas yang masuk ke dalam *Heat Exchanger*. Begitu juga dengan temperatur udara dingin yang keluar dari *heat exchanger* akan meningkat. Sesuai dengan perumusan, apabila beban (q) meningkat, untuk nilai \dot{m}_h , $c_{p,h}$ dan $T_{h,o}$ yang tetap, maka nilai $T_{h,in}$ akan meningkat. Begitu pula dengan perubahan beban yang divariasikan untuk fluida dingin, dimana saat beban (q) meningkat, untuk nilai \dot{m}_c , $c_{p,c}$ dan $T_{c,in}$ yang tetap, maka nilai $T_{c,o}$ juga akan meningkat.

Gambar 12. Grafik beban fungsi *effectiveness*

Apabila nilai beban (q) meningkat maka nilai *effectiveness* (ϵ) akan meningkat juga. Sesuai perumusan yang ada $= UA \cdot \Delta T_{LMTD}$, untuk setiap kenaikan q maka nilai dari ΔT_{LMTD} juga akan meningkat (seperti pembahasan Grafik 4.11), sehingga nilai UA juga akan meningkat. Dari $NTU = \frac{UA}{C_{min}}$, untuk nilai C_{min} yang tetap apabila nilai UA bertambah besar maka nilai NTU juga akan bertambah besar juga. Nilai *effectiveness* (ϵ) merupakan fungsi dari NTU dan Cr , jika nilai NTU meningkat maka nilai *effectiveness* (ϵ) juga akan meningkat. Sehingga dapat disimpulkan bahwa semakin meningkat nilai pembebanan (q), maka nilai *effectiveness* (ϵ) juga akan semakin meningkat. Dapat dilihat saat beban yang didinginkan 105 %, maka diperoleh nilai efektivitasnya adalah 0,8845.

IV. KESIMPULAN

Hasil penelitian yang dilakukan, kemudian perhitungan dan analisa performa *heat exchanger*, maka penulis dapat memberikan beberapa kesimpulan, diantaranya:

- Dengan beban pendinginan sebesar 167,5 kW konstruksi *heat exchanger* yang sesuai adalah sesuai dengan *surface designation* 5.3 pada buku Kays and London dengan panjang HE 1.556 m, lebar HE 0.897 m dan tinggi HE 1.229 m yang memiliki spesifikasi sebagai berikut:
 - Material *heat exchanger* adalah aluminium
 - Dengan *Plate spacing* (b) = 0.0119 m, *radius hydraulic* (r_h) = 0.0015 m, ketebalan *fin* (δ) = 0.00015 m, β = 617.1449 m²/m³, *fin area/total fin* (A_f/A) = 0.719
 - Dan *Plate thickness* (a) = 0.001 m
- Performa *heat exchanger* dapat ditinjau dari nilai *effectiveness*. Semakin tinggi beban pendinginan pada *heat exchanger* maka nilai *effectiveness* juga semakin tinggi. Hal ini terlihat pada beban yang harus didinginkan 105 % dengan efektivitas 0,8845.

UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis Nur Sapti Marsheliyana mengucapkan terima kasih kepada Bapak Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng, selaku dosen pembimbing tugas akhir, yang telah membimbing dalam mata kuliah tugas akhir.

Tabel 1.

Surface Geometry, Plate Fin Surface dari tabel 9.3
"Compact HE, Kays-London"

	Sisi Panas dan Sisi Dingin
<i>Surface designation</i>	5.3
<i>Plate spacing, b</i> (mm)	11,938
<i>Hydraulic radius, r_h</i> (mm)	1,537
<i>Fin thickness, δ</i> (mm)	0,152
<i>Transfer area/volume between plates, β</i> , m ² /m ³	617,1449
<i>Fin or extended area/total area</i>	0,719

Tabel 2.

Tabel NTU dan *effectiveness*

%	Beban (kW)	UA (kW/K)	NTU	ϵ
50 %	83,750	8,8619	1,7009	0,6853
75 %	125,625	13,0229	2,5515	0,7821
100 %	167,5	17,3638	3,4019	0,8369
105 %	175,875	18,2319	3,5702	0,8845

DAFTAR PUSTAKA

- Fox, Robert W. Pritchard, Philip J. McDonald, Alan T. 2003. *Introduction To Fluid Mechanics*. John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd: Asia
- Incropera, Frank P. Dewitt, David P. Bergman, Theodore L. Lavine, Adrienne S. 2007. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd: Hoboken.
- International site for spirax sarco. 2013: *Steam Consumption of Pipes and Air Heater*, <URL: <http://www.spiraxsarco.com/resources/steam-engineering-tutorial/steam-engineering-principle-and-heat-transfer/steam-consumption-of-pipes-and-air-heater.asp>>.
- Maiti, D.K and Sarangi S. K. *Heat Transfer and Flow Friction Characteristic of Plate Fin Heat Exchanger surface- A Numerical Study* P.hD. Disertation, Indian Institut of Teknologi Kharagpur (2002)
- Moran, Michael J. Shapiro, Howard N. 2004. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons Ltd, The Atrium, Shouthern Gate, Chichester, West Sussex PO19 8SQ: England
- Natasha fitri. Susanti. 2010. *Analisis Unjuk Kerja Alat Pendingin Oksigen Cair (HE 38) dengan Variasi Desain Permukaan Studi Kasus pada Unit Separasi Udara PT. Gresik Gases Indonesia (BOC-Gases)*. Surabaya: Teknik Mesin
- Wen Kang, Shung & Chau Tseng.Shin. Chuan Rod. Ying. 5-6 April 2007. "Analysis of Effectiveness and Pressure Drop in Micro Cross-Flow Heat Exchanger", *Applied Thermal Engineering*; Volume 27: 877-885
- W.M. Kays & London.A.L. 1964. *Compact Heat Exchanger second edition*. Mc Graw Hill: United States of America.